

УДК 621.135.533.695.5

Проведене чисельне моделювання течії в'язкого газу в решітках компресорних лопаток з використанням моделей турбулентності $k-\omega$ і SST. Проведено аналіз отриманих результатів, зроблено висновок про можливість використання моделей турбулентності для отримання вірогідних результатів чисельного моделювання течії

Ключові слова: аеродинаміка в компресорах, обчислювальна гідродинаміка

Проведено численное моделирование течения вязкого газа в решетках компресорных лопаток с использованием моделей турбулентности $k-\omega$ и SST. Проведен анализ полученных результатов, сделан вывод о применимости используемых моделей турбулентности для получения достоверных результатов численного моделирования течения

Ключевые слова: аэродинамика в компрессорах, вычислительная гидродинамика

Numerical modeling of viscous gas flow in compressor blade cascades using $k-\omega$ and SST turbulence models is performed. Analysis of obtained results is taken, conclusion about usability of employed turbulence models, aimed to obtain reliable flow numerical results, is drawn

Key words: aerodynamics in compressors, computational fluid dynamics

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТКАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗЛИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Ю. А. Быков

Кандидат технических наук

Ведущий инженер

Отдел нестационарной газодинамики и аэроупругости

Институт проблем машиностроения им

А.Н. Подгорного НАН Украины

ул. Дм. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61000

Контактный тел.: (057) 737-15-92

E-mail: bykov@ukrpost.ua

1. Введение

Компрессорные аппараты являются одним из наиболее сложных объектов для математического моделирования. Течения в компрессорах могут быть неустойчивыми, с возможностью отрыва потока, что приводит к ухудшению характеристик и повышенной вибрационной нагрузке на лопаточный аппарат. Моделирование таких течений предъявляет повышенные требования к используемым математическим методам. Важной составляющей частью построения модели течения в компрессорах является выбор метода расчета турбулентных явлений. В настоящее время доступные вычислительные мощности не позволяют использовать для расчета течения в лопаточных аппаратах методов прямого численного интегрирования (DNS) или моделирования больших вихрей (LES). Для такого рода задач сегодня получили широкое распространение дифференциальные двухпараметрические модели турбулентной вязкости. Сопоставление результатов применения наиболее популярных моделей $k-\omega$ и SST для широко известных течений в компрессорных решетках и венцах и является целью работы.

2. Математическая модель

Трехмерное нестационарное трансзвуковое течение вязкого газа описывается полной системой уравнений Навье-Стокса, осредненной по Рейнольдсу [1]. Система уравнений дополняется уравнением состояния совершенного газа $\varepsilon = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho}$, где γ – показатель адиабаты.

Для корректного решения уравнений задачи необходимо определение граничных условий. Граничные условия выбраны следующим образом [1]: на входной границе: p_0 , T_0 , инварианты Римана, экстраполированные из расчетной области, вектор направления скорости; на выходе: p , экстраполяция инварианта Римана, адиабатическое соотношение. На непроницаемой границе ставятся условие прилипания и условие отсутствия теплового потока.

Для интегрирования уравнений используется широко известная модифицированная схема Годунова-Колгана, дающее решение локально второго порядка точности.

3. Модели турбулентности

При расчете турбулентных течений для замыкания осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса при использовании гипотезы Буссинеска необходимо определение коэффициента турбулентной вязкости μ_T и кинетической энергии турбулентности k . Для решения этой задачи в настоящей работе используется две двухпараметрические дифференциальные модели турбулентности: модель Уилкокса $k-\omega$ [2] и модель Ментера SST [3].

Модель $k-\omega$ описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i - (\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i}) &= \Pi - \beta^* \rho \omega k, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i - (\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i}) &= \alpha \frac{\omega}{k} \Pi - \beta \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (1)$$

где $\sigma_k = 1/2$, $\sigma_\omega = 1/2$, $\beta^* = 9/100$, $\beta = 3/40$, $\alpha = 5/9$.

Модель Ментера SST описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) &= \Pi - \beta^* \rho \omega k - \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i - (\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i}) \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) &= \frac{\gamma}{v_t} \Pi - \beta \rho \omega^2 - \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i - (\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i}) + \\ &+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2)$$

В уравнениях (1,2): $\mu_T = \rho \frac{k}{\omega}$, $\Pi = \tau_{ij}^T S_{ij}$. Параметры модели (ϕ) в уравнениях (2) вычисляются как $\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2$.

Значения параметров с индексом 1 соответствуют модели $k-\omega$ (1): $\sigma_{k1} = 0.85$, $\sigma_{\omega 1} = 0.5$, $\beta^* = 0.09$, $\beta_1 = 0.0750$, $a_1 = 0.31$, $\kappa = 0.41$, $\gamma_1 = \beta_1 / \beta^* - \sigma_{\omega 1} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}$;

Значения параметров с индексом 2 являются модифицированными значениями постоянных модели $k-\epsilon$ [2]:

$$\sigma_{k2} = 1.0, \sigma_{\omega 2} = 0.856, \beta^* = 0.09, \beta_2 = 0.0828, \kappa = 0.41, \gamma_2 = \beta_2 / \beta^* - \sigma_{\omega 2} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*};$$

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)};$$

Ω – абсолютное значение завихренности; $F_1 = \tanh(\arg_1^4)$; $F_2 = \tanh(\arg_2^2)$; y – расстояние до ближайшей поверхности;

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}; \frac{500 v}{y^2 \omega} \right); \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right];$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-20} \right);$$

$$\arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}; \frac{500 v}{y^2 \omega} \right).$$

Для обеих моделей турбулентности ставятся следующие граничные условия:

на входе в расчетную область: $\omega = (1..10) \frac{U_\infty}{L}$; $n_t = 10^{-(2..5)} n_v$; $k = v_\infty \omega$; L – характерный размер расчетной области, U_∞ – скорость натекающего потока вдали от решетки, v_∞ – вязкость натекающего потока вдали от решетки;

на непроницаемых границах: $\omega = 10 \frac{6v}{\beta_1 y^2}$.

Интегрирование уравнений (1, 2) выполняется по схеме, аналогичной схеме Годунова-Колгана со вторым порядком точности по пространственным координатам [1].

4. Результаты численного моделирования

В рамках данной работы проведено численное исследование течения в широко известных компрессорных решетках, имеющих данные экспериментальных исследований: стандартная конфигурация №5 [4] и стандартная конфигурация №7 [4]. Для каждого случая было проведено моделирование с использованием модели турбулентности $k-\omega$ и SST, а также моделирование течения идеального газа.

Стандартная конфигурация №5 [4] представляет собой решетку профилей оконечности лопатки вентилятора с хордой $s = 0.09$ м, обтекаемую воздухом с скоростью на выходе $M_2 = 0.5$. Для исследования выбран режим с частичным отрывом на входной кромке профиля, вызванным увеличенным углом атаки $i = 6^\circ$.

На рис. 1 представлены результаты моделирования в виде распределения коэффициента стационарного давления $\bar{c}_p = \frac{P - P_1}{P_0 - P_1}$. Данные для идеального газа

(рис. 1,а) и модели $k-\omega$ (рис. 1,б) практически совпадают, отрыв на передней кромке отсутствует. Результаты модели SST (рис. 1,в) показывают отрыв на передней кромке стороны разрежения, хотя и недостаточной интенсивности. Различие результатов модели $k-\omega$ и модели SST видно на (рис. 1,г). На основе полученных данных можно сделать вывод, что в равных условиях при наличии малых отрывных зон модель SST более предпочтительна.

Стандартная конфигурация №7 [4] представляет собой прямоугольную решетку трансзвуковых компрессорных профилей, являющихся сечением лопатки на высоте 86,7% второй ступени компрессора TF41-A100 LP-IP. Хорда профилей составляла $s = 0.0762$ м, профиль обтекался воздухом с скоростями на выходе $M_2 = 0.99$ и $M_2 = 1.25$. Режим обтекания $M_2 = 0.99$ характеризуется пересечением профиля и скачка уплотнения на передней кромке профиля в районе 90% хорды. Режим обтекания $M_2 = 1.25$ характеризуется наличием значительного взаимодействия профиля со скачками уплотнения, а также наличием отрыва пограничного слоя в области пересечения профиля с ударной волной в точке 40% хорды.

На рис. 2 представлены результаты моделирования для режима обтекания $M_2 = 0.99$ в виде распределения коэффициента стационарного давления $\bar{c}_p = \frac{P - P_1}{P_0 - P_1}$.

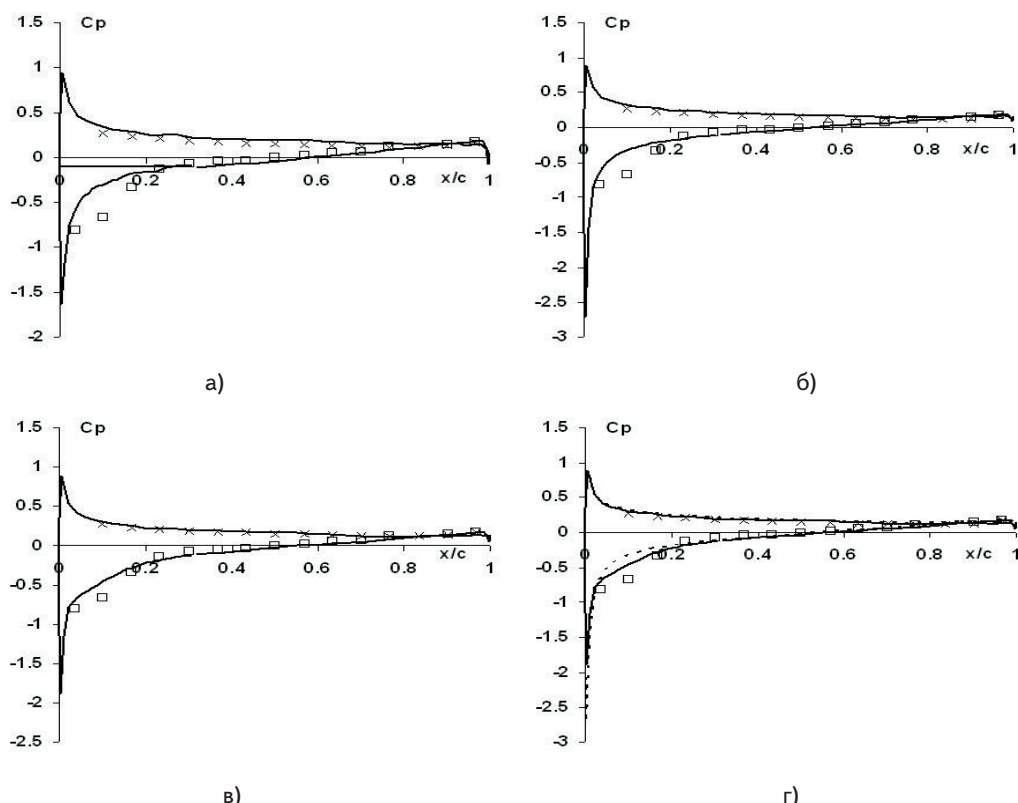


Рис. 1. Распределение коэффициента давления по хорде профиля, конфигурация №5:

а) идеальный газ; б) модель $k-\omega$; в) модель SST; г) модель $k-\omega$ и SST;

□ — экспериментальные данные на стороне разрежения; x — экспериментальные данные на стороне давления; — — модель SST; ... — модель $k-\omega$

хорошо соответствуют эксперименту, взаимодействия со скачком уплотнения в точке 90% хорды практически нет. Результаты для модели $k-\omega$ (рис. 3, б) и SST (рис. 3, в) качественно не отличаются, обе модели не дают отрыва пограничного слоя в области 40% хорды, хотя у модели SST (рис. 3, в) давление в этой области выше, чем у $k-\omega$, что ближе к экспериментальным данным.

На основе полученных данных можно сделать вывод, что для случая стандартной конфигурации №7 ни модель турбулентности SST, ни $k-\omega$ не дают достаточно удовлетворительного результата, однако значения модели SST ближе к экспериментальным данным.

Данные для идеального газа (рис. 2, а) на стороне давления недостаточно хорошо соответствуют эксперименту, на стороне разрежения соответствие более удовлетворительное. Результаты для модели $k-\omega$ (рис. 2, б) и SST (рис. 2, в) практически совпадают, давая лучшее соответствие эксперименту. Отличие результатов для разных моделей (рис. 2, г) незначительное.

На рис. 3 представлены результаты моделирования для режима обтекания $M_2 = 1,25$ в виде распределения коэффициента стационарного давления. Данные для идеального газа (рис. 3, а) на стороне давления и разрежения недостаточно

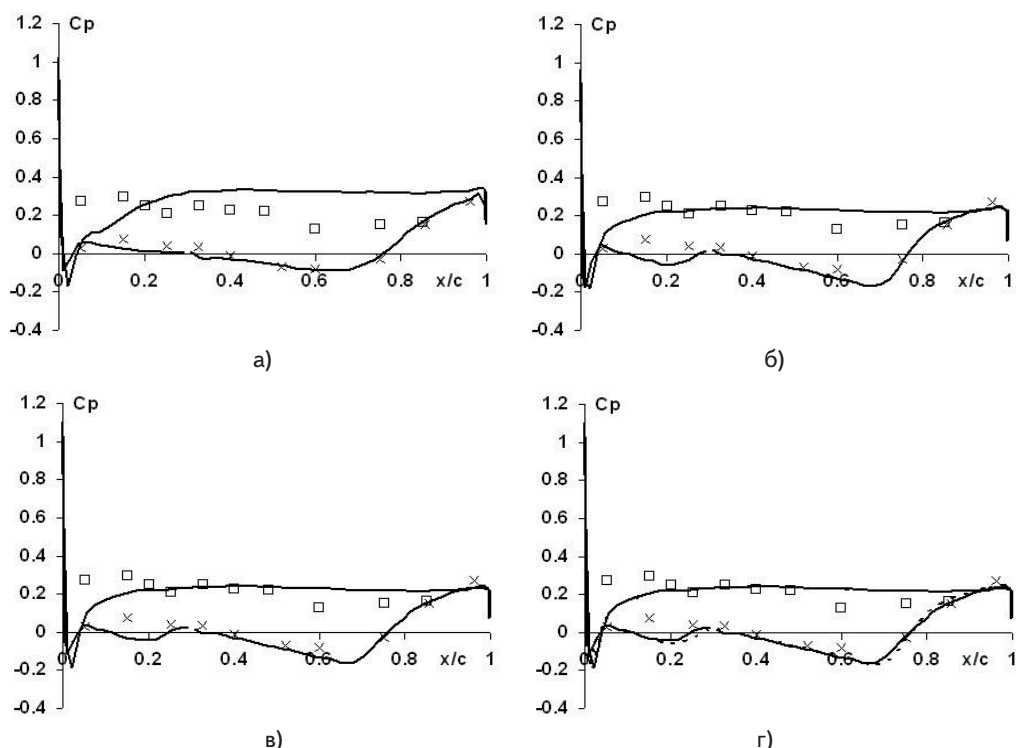


Рис. 2. Распределение коэффициента давления по профилю, $M = 0,99$, конфигурация №7:

а) идеальный газ; б) модель $k-\omega$; в) модель SST; г) модель $k-\omega$ и SST;

□ — экспериментальные данные на стороне разрежения; x — экспериментальные данные на стороне давления; — — модель SST; ... — модель $k-\omega$

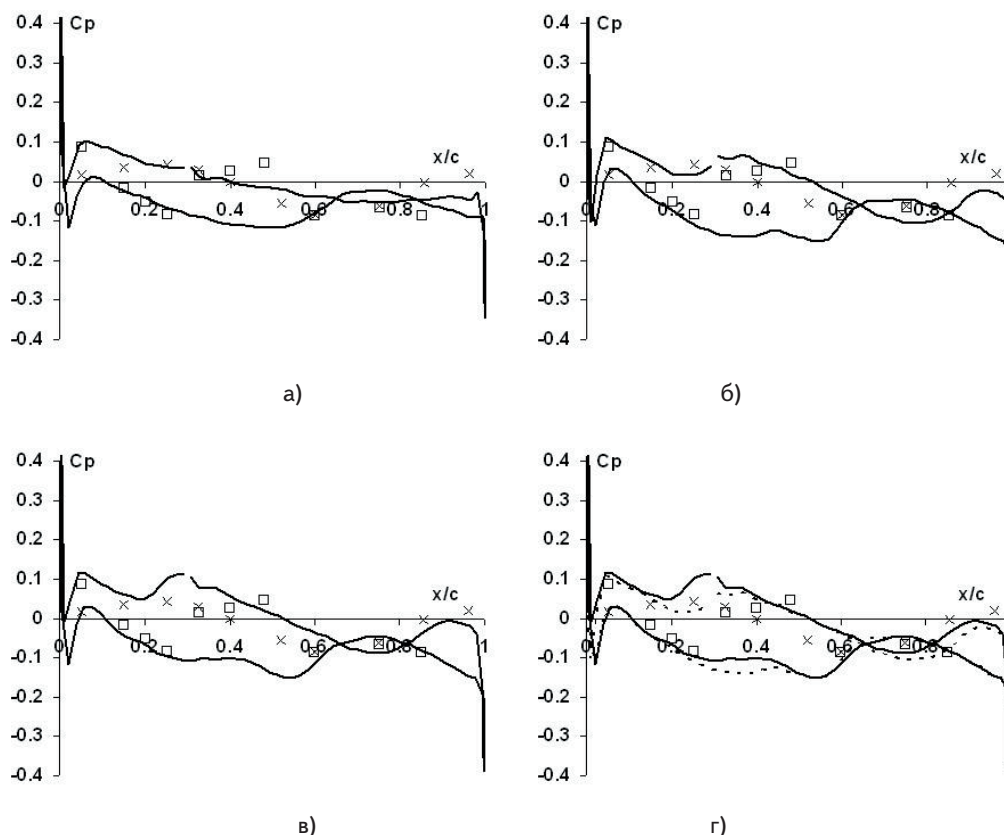


Рис. 3. Распределение коэффициента давления по профилю, $M=1,25$, конфигурация №7:

а) идеальный газ; б) модель $k-\omega$; в) модель SST; г) модель $k-\omega$ и SST;

□ — экспериментальные данные на стороне разрежения; × — экспериментальные данные на стороне давления; — — модель SST; ... — модель $k-\omega$

5. Заключение

Представленные результаты сравнения различных моделей турбулентности позволяют сделать вывод о том, что использование модели турбулентности SST при расчете течения в компрессорных решетках и венцах позволяет повысить точность получаемых результатов.

С другой стороны, следует отметить пониженную стабильность решения с моделью SST по сравнению с другими моделями турбулентности.

Также стоит обратить внимание, что некоторые явления в компрессорных венцах требуют использования более совершенных методов моделирования турбулентности.

Литература

1. Гнесин В.И. Численное исследование аэроупругих характеристик лопаточного венца турбомшины, работающей на нерасчетном режиме / Гнесин В.И., Быков Ю.А. // Пробл. машиностроения. – 2004. – 7, №1. – С. 31-40.
2. Wilcox D.C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. // AIAA Journal. – 1988. – 26, № 11. – P. 1299-1310.
3. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. – 1994. – 32, №8. – P. 1598-1605.
4. Bolcs A. Aeroelasticity in Turbomachines. Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results / Bolcs A., Fransson T.H. // Communication du Laboratoire de Thermique Appliquee et de Turbomachines, Lausanne, EPFL. – 1986. – №13. – 230 p.